

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh zakládání vydobytých prostor

Design of Stowing Solid Packing for Mined Out Areas

Student:

Bc. Tomáš Pešek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Fries Jiří, Ph.D.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Pešek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Návrh zakládání vydobytých prostor**
Design of Stowing Solid Packing for Mined Out Areas

Zásady pro vypracování:

V rámci zadání vypracujte rešerši dané problematiky, především z pohledu využití různých typů zakládání materiálu v dolech. Navrhněte základní koncepci zakládání vydobytých prostor chodbicováním. Jedná se o těžbu lignitu na dole Mír, Lignit Hodonín. U vybrané technologie – konstrukčního prvku proveďte potřebné pevnostní a kinematické výpočty. Vypracujte technickou dokumentaci dle požadavků zadavatele. Bližší specifikaci provozních podmínek a dalších parametrů určí zadavatel – UVR Mníšek pod Brdy, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. Metodika navrhování strojů. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. Stroje pro zemní práce, Silniční stroje. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

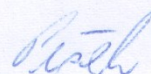


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místo přísězné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě21.5.2012.....

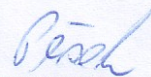
..........

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012



Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

TOMÁŠ PEŠEK
MORAVSKÁ NOVÁ VES
KOVAŘSKÁ 932

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PEŠEK, T. *Návrh zakládání vydobytých prostor: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 67 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vrhacího zařízení na zakládání vydobytých prostor v dole Mír, Mikulčice. V práci je uveden postup dopravy zakládkového materiálu z povrchu až do místa určení. Dále byl vypočten a navrhnut vrhací pás, který byl pevnostně zkontrolován na maximální tah. Pro navrhnutý pás byl zvolen motor o patřičném výkonu, který bude dodán spolu s frekvenčním měničem na přání zadavatele této práce. Z ekonomického hlediska a také úspor hmotnosti byl pro přenos krouticího momentu z motoru na pás zvolen a vypočten převod klínovým řemenem. Dále byla navržena hnací řemenice s normalizovanými rozměry a k ní určeno patřičné pero pro přenos krouticího momentu. V poslední řadě bylo zvoleno a zkontrolováno ložisko pro otáčení celého stroje.

MASTER THESIS ANNOTATION

PEŠEK, T. *Design of Stowing Solid Packing for Mined Out Areas: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 67 p. Thesis head: Fries, J.

The master thesis deals with the engineering design of throwing machine for stowing solid packing for mined out areas in Mikulčice. This thesis describes the way of stowing material transport from the surface to its destination. There was also designed and calculated throwing belt conveyor, which was checked for maximally load. In the following step the electric motor with appropriate power was chosen. According to the client's request this motor was provided with the frequency changer. In order to reduce the costs as well as the weight of the machine V-belt transmissiom for transfer of torque from the electric motor to the throwing belt conveyor was designed and calculated. Subsequently, the driving pulley was designed with standardized dimensions and the appropriate key for transferring of torque was determined. Finally, the bearing, which allows the rotation of the machine was selected and verified.

Obsah

Seznam značek.....	8
0 Úvod.....	11
1 Typy zakládacích prací	12
1.1 Vrhána základka	12
1.2 Foukaná základka	13
1.3 Plavená základka.....	14
1.4 Sypaná základka	14
2 Postup zakládání vydobytych prostor na dole Mír	15
2.1 Charakteristika základkového materiálu.....	15
2.2 Doprava zakládacího materiálu na místo určení.....	15
2.3 Zdravotní opatření.....	17
2.4 Pracovní nasazení	18
2.5 Zkušební provoz	18
2.6 Vliv nezakládání vyrubaných prostor	19
3 Výpočet a návrh vrhací stanice	20
3.1 Plocha průřezu náplně pásu	20
3.2 Volba dopravního pásu	23
3.3 Návrh a výpočet válečků.....	24
3.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu	25
3.5 Výpočet pohonu pásového dopravníku.....	28
3.6 Tahy v dopravním pásu.....	30
3.7 Pevnostní kontrola dopravního pásu.....	32
4 Návrh a výpočet rozměrů napínacího mechanismu	34
4.1 Dimenzování šroubu	34
4.2 Dimenzování matice	39

4.3 Návrh ložiska	40
4.4 Dimenzování páky	40
5 Návrh řemenového převodu.....	42
5.1 Návrh průměru malé řemenice	42
5.2 Průměr velké řemenice	43
5.3 Skutečný převodový poměr	43
5.4 Návrh osové vzdálenosti	44
5.5 Výpočet délky řemene	45
5.6 Skutečná osová vzdálenost	46
5.7 Určení potřebného počtu řemenů.....	47
5.8 Předpětí řemene	48
5.9 Návrh malé řemenice	51
6 Určení trajektorie vrhu materiálu.....	54
6.1 Výška vrhu.....	54
6.2 Délka dráhy letu.....	55
7 Návrh ložiska otočného mechanismu vrhacího stroje	57
7.1 Kontrola ložiska.....	57
8 Výsledný model navrženého vrhacího stroje.....	59
9 Závěr	60
10 Seznam použité literatury	61
11 Seznam příloh	63
Seznam tabulek	64
Seznam použitých obrázků	65

Seznam značek

A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
A	výpočtová osová vzdálenost	[mm]
A_{MIN}	minimální osová vzdálenost	[mm]
A_{MAX}	maximální osová vzdálenost	[mm]
B	šířka pásu	[m]
C	součinitel vedlejšího odporu	[-]
C_0	statická únosnost axiálního ložiska	[N]
C_K	součinitel počtu řemenů	[-]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_p	součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu	[-]
C_a	součinitel úhlu opásání řemenem	[-]
D_1	průměr hnací řemenice	[mm]
D_2	průměr hnané řemenice	[mm]
D_{1m}	malý průměr závitů matice	[mm]
D_{2m}	střední průměr závitů matice	[mm]
D_L	vnější průměr ložiska	[mm]
D_{IMIN}	minimální normalizovaný průměr hnací řemenice	[mm]
D_{IMAX}	maximální průměr hnací řemenice	[mm]
D_v	průměr válečku	[mm]
D_B	průměr bubnu	[mm]
F	výsledná obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
F_1	síla na překonání pohybových odporů dopravníku	[N]
F_2	síla na překonání dopravní výšky	[N]
F_B	odpor ohybu pásu na bubnu	[N]
F_{N1}	odpor setrvačných sil v místě nakládání	[N]
F_{N2}	třecí odpor mezi materiálem a bočním vedením	[N]
F_R	odhadovaná síla lidské ruky	[N]
F_Q	napínací síla na jednom šroubu	[N]
F_Z	napínací síla	[N]
F_{dov}	maximální dovolená síla daná pevností pásu	[N]
F_n	nabíhající síla	[N]
F_{nS}	skutečná nabíhající síla	[N]
F_{max}	maximální obvodová síla zohledňující bezpečnost	[N]
F_O	odbíhající síla	[N]
F_{OS}	skutečná odbíhající síla	[N]
F_p	přídavné odpory dopravníku	[N]
H	převýšení dopravníku	[m]
H_1	nosná hloubka závitů	[mm]
J_M	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ⁻²]
K	počet řemenů	[ks]
L_B	délka bubnu	[mm]
L_{max}	maximální délka dopravníku	[m]
L_D	délka dopravníku	[m]
L_N	zvolená délka násypky	[m]
L_p	normalizovaná délka řemene	[mm]
L_p'	předběžná délka řemene	[mm]
L_P	délka páky pro dotahování šroubu	[mm]
L_v	délka hřídele válečku	[mm]
M	šířka hnací řemenice	[mm]

M_M	jmenovitý moment motoru	[N·m]
M_{SM}	statický moment dopravníku redukovaný na hřídel motoru	[N·m]
M_{TO}	třecí moment mezi ložiskem a šroubem	[N·mm]
M_{Tz}	třecí moment	[N·mm]
N_O	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem	[KW]
N_P	výkon přenášený jedním řemenem	[KW]
P_0	ekvivalentní zatížení axiálního ložiska	[N]
P_M	výkon motoru	[KW]
P_h	rozteč závitu	[mm]
RL	délka válečku	[mm]
R_e	mez kluzu daného materiálu	[MPa]
S_0	statická bezpečnost axiálního ložiska	[-]
S_p	plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_s	skutečná plocha zmenšená součinitelem sklonu	[m ²]
S_l	celková plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
Q	Dopravované množství	[t/h]
T_B	tloušťka obložení bubnu	[mm]
T_{max}	maximální tahová síla v pásu	[N]
$W_{Kš}$	modul průřezu šroubu	[mm ³]
b	využitelná ložná šířka pásu	[m]
b_p	šířka pera	[mm]
d	jmenovitý průměr závitu šroubu	[mm]
d_L	malý průměr ložiska	[mm]
d_{vh}	průměr hřídele válečku	[mm]
$d_{\tilde{r}}$	průměr vrtání řemenice	[mm]
d_2	střední průměr závitu matice	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubu	[mm]
d'_3	předběžný průměr jádra závitu šroubu	[mm]
e	rozteč drážky řemenů	[mm]
f_l	vzdálenost osy drážky a čelní strany řemenice	[mm]
f	globální součinitel tření	[-]
f_L	součinitel tření mezi ložiskem a šroubem	[-]
f_z	součinitel tření v závitu	[-]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
i	teoretický převodový poměr	[-]
i_p	výchozí převodový poměr	[-]
i_{sk}	skutečný převodový poměr	[-]
k	součinitel sklonu	[-]
k_l	korekční součinitel	[-]
k_s	součinitel bezpečnosti	[-]
$k_{sš}$	součinitel bezpečnosti šroubu	[-]
k_{sb}	součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_{φ}	součinitel plnění	[-]
l	délka pera	[mm]
l'	kontaktní délka pera	[mm]
m_M	hmotnost motoru	[kg]
m_p'	plošná hmotnost pásu	[kg·m ⁻²]
m_p	měrná hmotnost pásu	[kg·m ⁻¹]
m_{RVH}	hmotnost horního válečku	[kg]
m_{RVS}	hmotnost spodního válečku	[kg]
m_v	měrná hmotnost rotujících částí válečků	[kg·m ⁻¹]
m_{vh}	hmotnost rotujících válečků horní větve	[kg]

n_e	počet pohonných jednotek	[ks]
n_m	otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{vh}	počet rotujících válečků horní větve	[ks]
p	měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem	[MPa]
p_D	dovolený tlak v závitech matice	[MPa]
p_{dov}	dovolený měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem	[MPa]
p_d	dovolená pevnost v tlaku ložiska	[MPa]
$p_{\dot{s}l}$	tlak vyvinutý šroubem na ložisko	[MPa]
q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
s	hodnota pružného skluzu pro daný typ řemene	[-]
t	doba letu materiálu	[s]
t_h	rozteč válečků v horní větvi	[-]
t_y	doba dosažení maximální výšky letu	[s]
v	rychlost dopravy	[m·s ⁻¹]
v_0	počáteční rychlost	[m·s ⁻¹]
v_l	skutečná obvodová rychlost na hnací řemenici	[m·s ⁻¹]
v_{lMAX}	maximální obvodová rychlost pro daný typ řemenu	[m·s ⁻¹]
w	měrný dynamický odpor	[-]
x_{max}	maximální vzdálenost letu	[m]
y_{max}	maximální výška dráhy letu	[m]
z	počet závitů matice	[-]
Δ_i	maximální dovolená odchylka převodového poměru	[%]
α_G	úhel opásání bubnu v obloukové míře	[rad]
α_1	úhel opásání hnací řemenice	[°]
β	koeficient zohledňující vliv neznámého krutu	[-]
β_z	vrcholový úhel závitu	[°]
γ	pomocný úhel při výpočtu řemenic	[°]
γ'	úhel stoupání závitu	[°]
δ	úhel opásání hnané řemenice	[°]
ε	úhel stoupání dopravníku	[°]
η_M	účinnost motoru	[-]
$\eta_{\dot{s}rn}$	účinnost šroubu při napínání	[%]
$\eta_{\dot{s}rp}$	účinnost šroubu při povolování	[%]
μ	součinitel tření pro pogumovaný buben	[-]
μ_B	součinitel tření mezi materiálem a bočnicí	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ_s	sypná hmotnost	[kg·m ⁻³]
σ_{dov}	dovolené namáhání pásu v tahu	[MPa]
$\sigma_{d\dot{s}}$	napětí šroubu v tlaku	[MPa]
$\sigma_{D\dot{s}}$	maximální napětí šroubu v tlaku	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí v šroubu	[MPa]
$\tau_{K\dot{s}}$	napětí v krutu šroubu	[MPa]
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu řemenice	[MPa]
φ'	třecí úhel v závitu	[°]
ψ_{dyn}	dynamický sypný úhel	[°]

0 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout vrhací stroj pro zakládání vyrubaných prostor na dole Mír v Mikulčicích, který momentálně patří firmě UVR Mníšek pod Brdy a.s.

Stavba dolu Mír byla zahájena v roce 1978. Nejdříve zde probíhaly geologicko-průzkumné práce, které měly trvání až do roku 1980. Těžba lignitu započala v roce 1983. Vytěžené uhlí se převáželo kolejní dopravou do uhelné elektrárny ve městě Hodonín. Průměrná výhřevná energie těženého lignitu na dole Mír se pohybuje okolo 8,9 MJ/kg. V roce 2000÷2010 se zde těžilo ročně v průměru 500 tisíc tun.



Obr. 1: Důl Mír, Mikulčice

Dobývání uhelných ložisek se praktikuje po celém světě už spousty let. Základním problémem vydobytých prostor je porušení stavu napětí v zemské půdě, a tím deformace terénu na povrchu. Proto se snažíme tomuto jevu různými metodami zabránit. Vyrovnání těchto napětí můžeme znovu dosáhnout tím, že vyplníme vydobyté prostory zakládkovým materiálem. Zakládání vydobytého prostoru může být realizováno různými způsoby popsány v první kapitole. Jako zakládací materiál se nejčastěji používá vytěžená hlušina, popřípadě jiný materiál z externích zdrojů.

Pro zakládání na dole Mír v Mikulčicích jsem z finančních a technologických důvodů zvolil zakládku vrhanou.

Práce je rozdělená na dvě hlavní části. V první části je uveden technologický postup zakládání spolu s dopravením materiálu z povrchu až do místa určení. V druhé části je uveden kompletní návrh a výpočet vrhací stanice včetně její finální podoby.

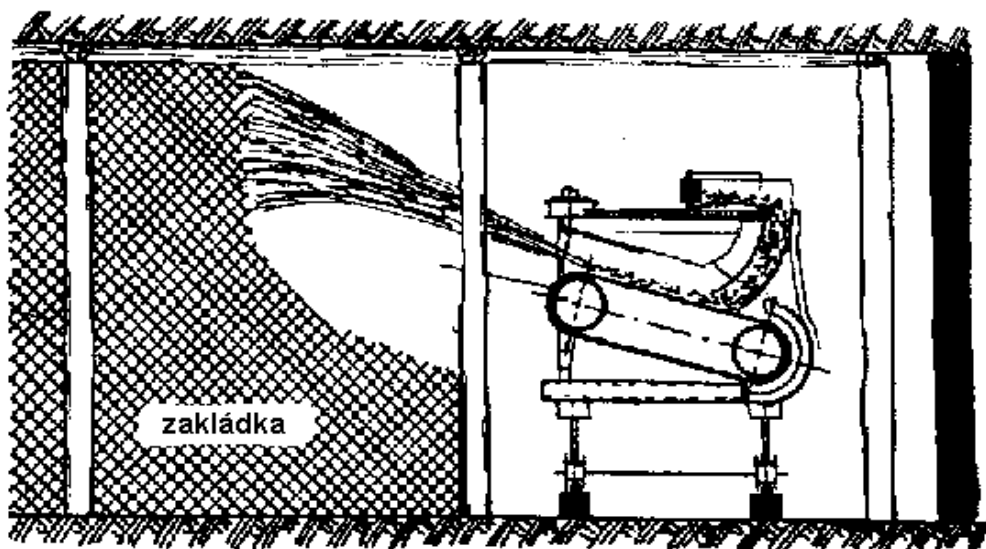
1 Typy zakládacích prací

Ze způsobů zakládání stojí za zmínku zakládka vrhaná, foukaná, plavená a sypaná.

1.1 Vrhaná zakládka

U tohoto typu zakládání je materiál vrhán rychloběžným pásovým dopravníkem směrem do vyrubané chodby s takovou rychlostí, která umožní materiálu překonat vzdálenost z dopravníku do zakládkového pole. Rychlost musí být dostatečně velká, aby mohl být zakládkový materiál rovnou upěchován. Vrhací dopravník je tažen na lyžinách po profilu výztuží chodby, nebo je opatřen speciální konstrukcí s vlastním pojezdem.

- Výhody
 - Poměrně velké pracovní výkony (až $120 \text{ m}^3/\text{h}$)
 - Oproti konkurenčním typům zakládání má malou spotřebu energie
 - Neklade specifické požadavky na velikosti a vlastnosti zrna
 - Nízké náklady
- Nevýhody
 - Nutnost použití více pásových dopravníků v jednom porubu pro dopravu materiálu
 - Rozměry



Obr. 2: Zakládací vrhací stroj [18]

1.2 Foukaná základka

Je nejrozšířenějším typem zakládání vydobytých prostor v hornictví. Postup práce spočívá v tom, že se základkový materiál dopraví do zakládacího stroje. Ten pak dodává materiál do potrubí, kde se vzduchem dopraví do základkového pole. Tato základka je náročná na zrnitost foukaného materiálu. Z těchto důvodů by se měl materiál drtit a třídit na požadovanou zrnitost (maximálně 80 mm). Zakládání foukáním lze používat ve slojích do 3m výšky.

Vysokotlaké zařízení – princip spočívá v tom, že stlačený vzduch je dodáván prostřednictvím centrálních kompresorů do vysokotlaké sítě, která je rozvětvena do vydobytých prostor

Nízkotlaké zařízení – není tak rozšířené jako vysokotlaké zafoukávání. Tímto způsobem je vytvářen stlačený vzduch pomocí přenosného kompresoru umístěného hned za zafoukávacím zařízením.

- Výhody
 - Upěchování základky a tím vysoká soudržnost
- Nevýhody
 - Opotřebení foukacího zařízení



Obr. 3: Zafoukávací zařízení firmy LMZ [15]

1.3 Plavená zakládka

Jako dopravní médium při plavené zakládce se používá voda. Kamenivo se musí drtit na určitou velikost, která odpovídá použité technologii. Drť je vodou unášena až na místo zakládky, kde se drť zachytává a zůstává, zatímco voda odtéká do odkališť, odkud se čerpá a opětovně používá, jako nosné médium.

Důl Mír je z hlediska ohrožení průvalu vod a bahnin zařazen do kategorie dolu s nebezpečím průvalu vod. Proto se tento typ zakládky neuvažuje.

- Výhody
 - Nízké náklady
 - Malá stlačitelnost
 - Minimální přenos deformací na povrch
- Nevýhody
 - Vyšší vlhkost v dole a tím výskyt koroze na zařízení
 - Pořizovací a provozní náklady

1.4 Sypaná zakládka

Sypaná zakládka se uplatňuje pouze v úkloně uložených slojích (min. 40°). Hlušina je vysypána pomocí výklopníku v horní části chodby a pomocí vlastní tíhy dopadá na dno vyrubaného prostoru. Hlušina je udusávána jednak rychlostí dopadu do porubu (dynamické síly) a také vlastní tíhou (statické síly). Z toho plyne, že čím více je chodba zasypána, tím menší rychlost hlušina nabere a postupně dochází k menšímu zhutňování. Nejmenší stlačení vznikne v horní části chodby.

- Výhody
 - Finančně méně náročná než předcházející metody
 - Pouze třídící úpravy zakládkového materiálu
- Nevýhody
 - Nepravidelné hutnění

2 Postup zakládání vydobytých prostor na dole Mír

Tato kapitola pojednává o technologickém postupu zakládacích prací. Celý postup byl prokonzultován se závodním dolu Mír.

2.1 Charakteristika základkového materiálu

Zaplňování chodbic bude prováděno základkovým materiálem (recyklovaný slévárenský písek) viz. Obr. 4. Z předložených laboratorních rozborů vyplývá, že hodnoty vzorku slévárenského písku testovaného na přítomnost nebezpečných a toxických prvků jsou hluboko pod stanovenými limity, a tím splňuje podmínky pro jeho použití.



Obr. 4: Základkový materiál

2.2 Doprava základacího materiálu na místo určení

Základkový materiál, uskladněný v areálu dolu Mír Mikulčice, bude nakládán na povrchu do důlních výsypných kontejnerů se spodním výsypem na závěsné drážce ZD-24. Nakládání materiálu bude zkrápěním vlhčen při nakládce systémem vodních trysek, umístěných tak, aby bezpečně strhávaly prašné částice rozvířené při sypání do kontejnerů.

Závěsnou dopravou pomocí důlních lokomotiv LZH 50.2 viz. Obr. 5 bude materiál dopraven úpadní štolou do dolu a dopraven na místo zakládání do chodbic. Doprava po závěsné dráze je realizována maximální rychlostí $1,1 \text{ m.s}^{-1}$. Důlní větry v dopravních chodbách mají rychlost $0,9 \text{ m.s}^{-1}$ a pohybují se stejným směrem, jako dopravované plné

kontejnery. Zkrápění materiálu v průběhu dopravy se nepředpokládá. Pokud by v budoucnosti byla vedena doprava proti směru proudění důlních větrů a vznikalo by teoretické nebezpečí víření poletavých částic, budou se dopravovat kontejnery zakryté kovovým víkem.



Obr. 5: Tažná lokomotiva LZH 50.2

Na výklopném místě v dole bude postupným otevíráním, jednotlivých kontejnerů zobrazených na Obr. 6, zvlhčený zakládkový materiál padat z výšky 0,2 m do výsypky, upevněné na hřeblovém výložníkovém dopravníku, ležícím na počvě chodnice. Zde bude umístěno zkrápěcí vodní tryskové zařízení, které bude strhávat prašné částice rozvířené při sypání z kontejnerů do výsypky.



Obr. 6: Závěsné kontejnery pro dopravu zakládkového materiálu

Jedná se o manuálně výsypné kontejnery s pákovým mechanismem. Vysypání kontejnerů na hřeblový dopravník bude zajištěno specializovaným pracovníkem dané směny. Tyto výsypné kontejnery budou vlečeny po závěsné drážce ZD-24 viz. Obr. 5 závěsnou lokomotivou LZH-50.2.



Obr. 7: Závěsná drážka ZD-24

Hřeblový výložníkový dopravník délky 12 m dopraví základkový materiál na rychloběžný vrhací pás délky 2,5 m, který bude vrhat základkový zvlhčený materiál do čelby. Na přesypu z výložníkového hřeblového dopravníku na vrhací pás bude umístěno skrápěcí vodní tryskové zařízení. Při zaplňování prostoru budou přítomni 2 pracovníci, kteří budou mít pracoviště v polovině vrhacího pásu a budou jej obsluhovat.

2.3 Zdravotní opatření

Při spuštění vrhacího pásu a zahájení zaplňování profilu bude spuštěna vodní mlhová růžice, umístěná na konci vrhacího pásu a nasměrovaná do zaplňované čelby, která bude strhávat polétavé částice ze zaplňovaného prostoru.

Po zaplnění čelby na délku 1 m (objem sedmi kontejnerů) a zastavení pásových dopravníků bude vypojena vodní mlhová růžice až v okamžiku, kdy v zaplňovaném prostoru nebudou polétavé částice základkového materiálu. Minimální doba zkrápění po ukončení zaplňování bude stanovena na základě výsledků a doporučení akreditované laboratoře ve zkušebním provozu.

Kromě přidělených ochranných pomůcek, jako je ochranný pracovní oděv, ochranná přilba, pracovní obuv, pracovní rukavice, ochranné brýle, bude každý pracovník, zdržující se na pracovišti povinen mít v případě potřeby funkčně nasazenu přidělenou ochrannou pomůcku – respirační polomasku RESPAIR, RAE 1V.

Každý pracovník, přidělený na pracoviště, bude závodním lékařem před nástupem pečlivě zkontrolován, včetně aktuálního pořízení rentgenu plic, funkce plic funkčními testy, ultrazvuku srdce a hodnoty krevních plynů. Součástí prevence bude i povinné pravidelné sledování všech dotčených pracovníků závodním lékařem, které zahrnuje i případné rentgenové vyšetření na vyžádání závodního lékaře.

2.4 Pracovní nasazení

Záměr organizace je mít v provozu 3 osádky současně. Dvě osádky budou razit chodbice a jedna osádka bude provádět plenění se zakládkou. Všechny osádky se budou pravidelně v měsíčních cyklech v činnostech střídat, takže každý pracovník odpracuje na pracovišti maximálně 90 směn ročně.

O počtu odpracovaných směn na tomto pracovišti, povede organizace přesnou evidenci a bude dbát na dodržování výše uvedených opatření.

2.5 Zkušební provoz

Organizace zajistí v rámci zkušebního provozu potřebná měření v sítu akreditovanou laboratoří. Zahájení zakládacích prací oznámí s dostatečným předstihem KHS Brno. Dále organizace zajistí odborným pracovníkům účast při realizaci prací a bude neprodleně realizovat dodatečná technická opatření, která vyplynou z vyhodnocení zkušebního provozu.

Technická opatření budou během zkušebního provozu, na základě výsledků měření, vyladěna a vystupňována tak, aby nedocházelo v pracovním ovzduší obsluhy k překročení limitu pro prach s obsahem SiO₂.

2.6 Vliv nezakládání vyrubaných prostor

Při nezakládání vyrubaných prostor se můžou na povrchu objevit tyto dva typy poklesů:

2.6.1 Nespojité poklesy



Obr. 8: Projev nespojitéch poklesů

2.6.2 Spojité poklesy

Na Obr. 10. jsou zobrazeny spojité poklesy v oblasti mezi Mikulčicemi a Josefovem.



Obr. 9: Projev spojitých poklesů

3 Výpočet a návrh vrhací stanice

Při výpočtech v této kapitole jsem postupoval dle normy ČSN ISO 5048.

Dané parametry:

Dopravované množství $Q = 15 \text{ t/h}$

Maximální délka dopravníku $L_{max} = 2,5 \text{ m}$

Úhel sklonu dopravníku $\varepsilon = 25^\circ$

Dynamický sypný úhel $\psi_{dyn} = 27^\circ$

Sypná hmotnost $\rho_s = 1800 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

3.1 Plocha průřezu náplně pásu

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} \quad [\text{m}^2] \quad (3.1)$$

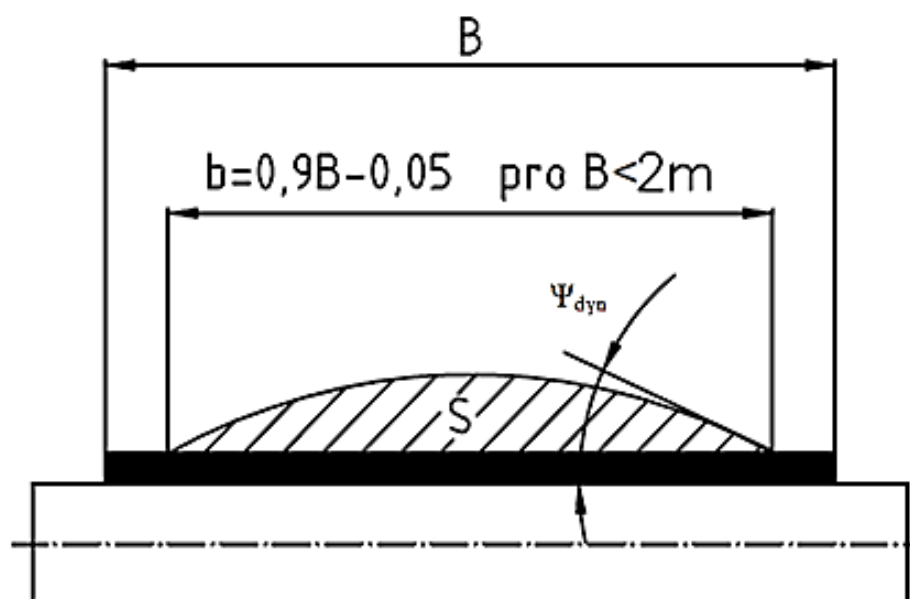
$$S_p = \frac{15}{3,6 \cdot 5 \cdot 1800 \cdot 0,8}$$

$$S_p = 0,000661 \text{ m}^2$$

Kde: $v = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je zvolená rychlost pásu

$k_\varphi = 0,8$ je zvolený koeficient plnění

Volím jednoválečkové uspořádání stolice, zobrazené na Obr. 10.



Obr. 10: schéma jednoválečkové stolice

3.1.1 Využitelná ložná šířka pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad [m] \quad (3.2)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,4 - 0,05$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

Kde: $B=0,4 \text{ m}$ je zvolená šířka dopravního pásu

3.1.2 Celková plocha průřezu náplně pásu

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} \quad [m^2] \quad (3.3)$$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot 0,31^2 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ$$

$$S_1 = 0,008 \text{ m}^2$$

3.1.3 Korekční součinitel

Součinitel k zohledňuje změnu plochy při sypání materiálu na dopravník pod úhlem ε .

V případě jednoválečkové stolice je plocha $S=S_I$

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad [-] \quad (3.4)$$

$$k = 1 - \frac{0,008}{0,008} \cdot (1 - 0,133)$$

$$k = 0,133$$

Přitom k_1 se vypočte ze vztahu:

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_{dyn}}{1 - \cos^2 \psi_{dyn}} \right)^{0,5} \quad [-] \quad (3.5)$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 25^\circ - \cos^2 27^\circ}{1 - \cos^2 27^\circ} \right)^{0,5}$$

$$k_1 = 0,133$$

3.1.4 Skutečný průřez náplně pásu zmenšený součinitelem sklonu k

$$S_s = k \cdot S \quad [m^2] \quad (3.6)$$

$$S_s = 0,133 \cdot 0,008$$

$$S_s = 0,001 \text{ m}^2$$

Posouzení dostatečné velikosti navržené skutečné plochy průřezu náplně S_s :

$$S_s > S_p \quad [m^2] \quad (3.7)$$

$$0,0011 > 0,0007 \text{ m}^2 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

3.2 Volba dopravního pásu

Volím profilový dopravní pás firmy DvB-AF s.r.o. Tyto pásy se používají pro dopravu sypkých materiálů s vysokým úhlem sklonu dopravníku.



Obr. 11: Schéma profilu pásu [16]

Tabulka 1: parametry dopravního pásu

	Hodnota	Jednotka
Šířka pásu	400	[mm]
Výška výstupků	16	[mm]
Rozteč výstupků	185	[mm]
Pevnost pásu	500	[MPa]

3.2.1 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.8)$$

$$q = \frac{15}{3,6 \cdot 5}$$

$$q = 0,834 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.2.2 Hmotnost jednoho metru dopravního pásu

$$m_p = B \cdot m'_p \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.9)$$

$$m_p = 0,4 \cdot 7,3$$

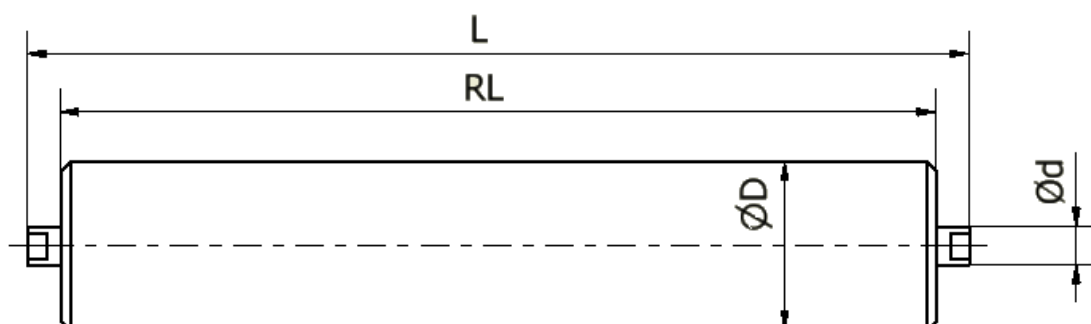
$$m_p = 2,92 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.3 Návrh a výpočet válečků

Nosné dopravní válečky volím od firmy GTK, spol. s.r.o z [13]. Vzhledem k délce vrhacího dopravníku budou tyto válečky pouze v horní větvi.

Tabulka 2: Parametry válečku

	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr válečku	D_v	89	[mm]
Průměr hřídele	d_{vh}	20	[mm]
Délka válečku	RL	465	[mm]
Délka hřídele	L_v	500	[mm]



Obr. 12: Základní rozměry válečku

3.3.1 Měrná hmotnost rotujících válečků horní větve

$$m_{RVH} = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_h} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.10)$$

$$m_{RVH} = \frac{5,3 \cdot 2}{0,8}$$

$$m_{RVH} = 9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Kde: $m_{vh} = 5,3 \text{ kg}$ je hmotnost rotujících částí jednoho válečku horní větve

$n_{vh} = 2 \text{ ks}$ je počet rotujících válečku v horní větvi

$t_h = 0,8 \text{ m}$ je rozteč válečků

3.3.2 Měrná hmotnost rotujících částí válečků

$$m_v = m_{RVH} + m_{RVS} \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad (3.11)$$

$$m_v = 9 + 0$$

$$m_v = 9 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

3.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu

Je celková síla daná všemi silovými složkami působícími na dopravním zařízení.

3.4.1 Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_1 = w \cdot L_D \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \quad [N] \quad (3.12)$$

$$F_1 = 0,2 \cdot 2,4 \cdot 9,81 \cdot [(0,834 + 2 \cdot 2,92) \cdot \cos(25^\circ) + 9]$$

$$F_1 = 70,861 \text{ N}$$

Kde: $L_D = 2,4 \text{ m}$ je délka dopravníku

$g = 9,81 \text{ m} \cdot s^{-2}$ je gravitační zrychlení

3.4.2 Stanovení měrného dynamického odporu w

$$w = C \cdot f \quad [-] \quad (3.13)$$

$$w = 10 \cdot 0,02 = 0,2$$

kde: $C = 10$ je součinitel vedlejšího odporu z [1]

$f = 0,02$ je globální součinitel tření z [1]

3.4.3 Síla potřebná pro překonání dopravní výšky

$$F_2 = q \cdot H \cdot g \quad [N] \quad (3.14)$$

$$F_2 = 0,834 \cdot (2,4 \cdot \sin(25^\circ)) \cdot 9,81$$

$$F_2 = 8,603 \text{ N}$$

3.4.4 Odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) \quad [N] \quad (3.15)$$

$$F_{N1} = 0,834 \cdot 5 \cdot (5 - 0)$$

$$F_{N1} = 20,85 \text{ N}$$

kde $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je zvolená absolutní rychlost pohybujících se těles

3.4.5 Třecí odpor mezi materiálem a bočním vedením v oblasti urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot b_1^2} \quad [N] \quad (3.16)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 0,834^2 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{1800 \cdot 0,31^2}$$

$$F_{N2} = 0,019 \text{ N}$$

Kde: $\mu_B = 0,6$ je zvolený součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočnicí dle [2]

$L_N = 0,8$ je zvolená délka násypky

3.4.6 Charakteristika bubnu

Odpor ohybu pásu na bubnu:

$$F_B = \langle 500 \div 1500 \rangle \text{ N} \Rightarrow \text{volím } F_B = 600 \text{ N}$$

Volím hnací a vratný buben s pryžovým obložením zajišťujícím neproklouznutí u vysokorychlostních dopravníků. Tento buben je od firmy GTK, spol s r.o z [17].



Obr. 13: Model hnacího bubnu

Tabulka 3: Parametry bubnu

	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr bubnu	D_B	215	[mm]
Délka bubnu	L_B	500	[mm]
Tloušťka obložení bubnu	T_B	12	[mm]

3.4.7 Přídavné odpory dopravníku

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + F_B \quad [N] \quad (3.17)$$

$$F_P = 20,850 + 0,019 + 600$$

$$F_P = 620,869 \text{ N}$$

3.4.8 Výsledná obvodová síla na poháněcím bubnu

Tato síla je výchozí hodnotou pro výpočet výkonu motoru.

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [N] \quad (3.18)$$

$$F = 70,861 + 8,6 + 620,869$$

$$F = 700,33 \text{ N}$$

3.5 Výpočet pohonu pásového dopravníku

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta_M} \quad [KW] \quad (3.19)$$

$$P = \frac{700,33 \cdot 5}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P = 3,891 \text{ KW}$$

3.5.1 Volba elektromotoru

Volím elektromotor **Siemens 1LA7133-4AA**. Jedná se o čtyřpólový asynchronní elektromotor s rotorem nakrátko.



Obr. 14: Elektromotor [13]

Tabulka 4: Parametry motoru

	Hodnota	Značka	Jednotka
Výkon	4	P_M	[KW]
Jmenovitý moment	26,5	M_M	[N·m]
Moment setrvačnosti	0,024	J_M	[kg·m ²]
Hmotnost	31	m_M	[kg]
Otáčky	1440	n_M	[min ⁻¹]

3.5.2 Určení převodového poměru

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_B \quad [-] \quad (3.20)$$

$$i_p = \frac{1440}{60 \cdot 5} \cdot \pi \cdot 0,215$$

$$i_p = 3,242$$

3.5.3 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta_M \cdot i_p} \quad [N \cdot m] \quad (3.21)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 700,33 \cdot 0,5 \cdot 0,215 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 3,242}$$

$$M_{SM} = 25,802 \text{ } N \cdot m$$

$$M_{SM} \leq M_M \quad [N \cdot m] \quad (3.22)$$

$$25,802 \leq 26,5 \text{ } N \cdot m \Rightarrow \text{Elektromotor vyhovuje}$$

Kde: $n_e = 1$ ks je počet použitých pohonných jednotek

$\eta_M = 0,9$ je účinnost pohonné jednotky

3.5.4 Volba frekvenčního měniče

Na přání zadavatele použiji frekvenční měnič, který slouží k libovolné změně otáček a zároveň bude chránit zařízení před přetížením.

Pro daný typ a výkon motoru volím frekvenční měnič **Hitachi SJ00-040HFE** viz. Obr. 15.

Tabulka 5: Parametry frekvenčního měniče

Výkon	4	[KW]
Napětí	3x400	[V]
Frekvenční rozsah	0÷400	[Hz]
Vstupní frekvence	50	[Hz]



Obr. 15: Frekvenční měnič [14]

3.6 Tahy v dopravním pásu

Úkolem této kapitoly je zjistit skutečné tahy v pásu pro určení napínací síly.

3.6.1 Odbíhající síla

$$F_O = F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad [N] \quad (3.23)$$

$$F_O = 910,429 \cdot \frac{1}{e^{0,2 \cdot 3,665} - 1}$$

$$F_O = 841,965 \text{ N}$$

Kde: $\mu = 0,2$ je zvolený součinitel tření při použití pogumovaného bunu

Úhel opásání v obloukové míře se vypočte ze vztahu:

$$\alpha_G = \frac{210^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \quad [rad] \quad (3.24)$$

$$\alpha_G = 3,665 \text{ rad}$$

3.6.2 Síla zohledňující bezpečnost

$$F_{\max} = F \cdot k_s \quad [N] \quad (3.25)$$

$$F_{\max} = 700,33 \cdot 1,3$$

$$F_{\max} = 910,429 \text{ N}$$

Kde: $k_s = 1,3$ je zvolený součinitel bezpečnosti pro rozběh

3.6.3 Nabíhající síla

$$F_n = F_o + F \quad [N] \quad (3.26)$$

$$F_n = 841,965 + 700,33$$

$$F_n = 1542,295 \text{ N}$$

3.6.4 Velikost napínací síly

Při dopravě směrem od pohonu platí vztah:

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_n + \sin \varepsilon \cdot L \cdot m_p \cdot g) \quad [N] \quad (3.27)$$

$$F_Z \geq 2 \cdot (1427,585 + \sin 25^\circ \cdot 2,4 \cdot 0,834 \cdot 9,81)$$

$$F_Z \geq 3101,187 \text{ N}$$

Volím napínací sílu $F_Z = 3200 \text{ N}$

3.6.5 Skutečné tahy v dopravním pásu

Skutečná odbíhající síla po dosazení zvolené napínací síly F_Z :

$$F_{os} = \frac{1}{2} \cdot F_Z - m_p \cdot g \cdot \sin \varepsilon \cdot L \quad [N] \quad (3.28)$$

$$F_{os} = \frac{1}{2} \cdot 3200 - 2,92 \cdot g \cdot \sin 25^\circ \cdot 2,4$$

$$F_{os} = 1570,946 \text{ N}$$

Skutečná nabíhající síla po dosazení zvolené napínací síly F_Z :

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + F - m_p \cdot g \cdot \sin \varepsilon \cdot L \quad [N] \quad (3.29)$$

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot 3200 + 700,33 - 2,92 \cdot 9,81 \cdot \sin 25^\circ \cdot 2,4$$

$$F_{ns} = 2271,276 \text{ N}$$

3.7 Pevnostní kontrola dopravního pásu

Ve finální fázi návrhu dopravního pásu jej pevnostně zkontrolují.

3.7.1 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{ns} + F_{os}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \quad [MPa] \quad (3.30)$$

$$p = \frac{2271,276 + 1570,946}{0,215 \cdot 0,4} \cdot 10^{-6}$$

$$p = 0,045 \text{ [MPa]}$$

$$p \leq p_{dov} \quad (3.31)$$

$$0,042 \leq 0,15 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Kde: $p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$ je dovolený měrný tlak

3.7.2 Kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{\max} \quad [N] \quad (3.32)$$

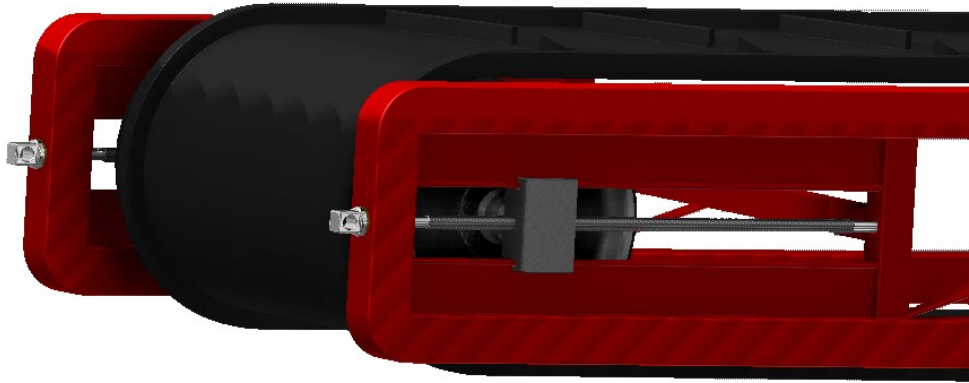
$$F_{dov} = 500 \cdot 400 \geq F_{nS}$$

$$F_{dov} = 200000 \geq 2271,276 \text{ N} \Rightarrow \text{Zvolený pás vyhovuje.}$$

Kde: $\sigma_{dov} = 500 \text{ Mpa}$ je dovolené namáhání pásu v tahu z [6]

4 Návrh a výpočet rozměrů napínacího mechanismu

Pro napínání dopravního pásu bude sloužit posuvně uložená matice v rámu dopravníku. Středem matice bude procházet šroub, jehož otáčením bude zaručeno napínání pásu.



Obr. 16: Napínací šrouby v přední části dopravníku

4.1 Dimenzování šroubu

Jako první určím velikost napínací síly pro jeden šroub. To bude výchozí hodnota pro výpočet nejmenšího průřezu šroubu.

$$F_Q = \frac{F_Z}{2} \quad [N] \quad (4.1)$$

$$F_Q = \frac{3200}{2}$$

$$F_Q = 1600 \text{ N}$$

4.1.1 Předběžné určení průřezu závitu šroub

$$\beta \cdot \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d'_3{}^2}{4}} \geq \frac{R_e}{k_s} \quad [mm] \quad (4.2)$$

$$d'_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_{sb} \cdot F_Q}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d'_3 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 1600}{\pi \cdot 200}}$$

$$d'_3 \geq 6,303 \text{ mm}$$

Kde: $R_e = 200$ je mez kluzu odpovídající pro materiál 11 320.0 z [6]

$\beta = 1,3$ je koeficient zohledňující vliv neznámého krutu

$k_{sb} = 3$ je koeficient statické bezpečnosti

Dle předběžně vypočtené velikosti průřezu závitu $d'_3 = 6,103 \text{ mm}$ volím lichoběžníkový jednochodý rovnoramenný závit Tr12x3 dle ČSN 01 4050 z [6].

Tabulka 6: Parametry závitu šroubu

	Značka	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý průměr	d	46	[mm]
Střední průměr	$D_{2m}=d_{2m}$	44,5	[mm]
Malý průměr	d_3	42,5	[mm]
Vrcholový úhel	β_z	30	[°]
Malý průměr závitu matice	D_{1m}	43	[mm]
Velký průměr závitu matice	D_4	46,5	[mm]
Rozteč	P_h	3	[mm]

4.1.2 Výpočet úhlů závitu

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad [^\circ] \quad (4.3)$$

$$\gamma = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 10,5}$$

$$\gamma = 5,196^\circ$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta_z}{2}} \quad [^\circ] \quad (4.5)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \frac{30}{2}}$$

$$\varphi' = 8,827^\circ$$

Kde: $f_z = 0,15$ je součinitel tření pro kombinaci ocel – ocel.

4.1.3 Kontrola samosvornosti

Aby se šroub vlivem působení napínací síly nezačal samovolně povolovat, je potřeba zajistit samosvornost závitu. Tím pádem se musí docílit toho, aby třecí úhel závitu byl větší než úhel stoupání.

$$\gamma' \geq \varphi' \quad [^\circ] \quad (4.5)$$

$$8,827^\circ \geq 5,196^\circ \Rightarrow \text{podmínka samosvornosti je splněna}$$

4.1.4 Výpočet třecího momentu

$$M_{Tz} = F_Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma' + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (4.6)$$

$$M_{Tz} = 1600 \cdot \operatorname{tg}(5,196^\circ + 8,827^\circ) \cdot \frac{10,5}{2}$$

$$M_{Tz} = 2097,937 \text{ N} \cdot mm$$

4.1.5 Pevnostní kontrola

Dle Guestovy pevnostní hypotézy zjistím, zda vyhovuje navržený nejmenší průřez závitu šroubu.

Napětí v tlaku:

$$\sigma_{d\check{s}} = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [MPa] \quad (4.7)$$

$$\sigma_{d\check{s}} = \frac{1600}{\frac{\pi \cdot 9^2}{4}}$$

$$\sigma_{d\check{s}} = 25,151 \text{ MPa}$$

Modul průřezu:

$$W_{K\check{s}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad [mm^3] \quad (4.8)$$

$$W_{K\check{s}} = \frac{\pi \cdot 9^3}{16}$$

$$W_{K\check{s}} = 143,139 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu:

$$\tau_{K\check{s}} = \frac{M_{Tz}}{W_{K\check{s}}} \quad [MPa] \quad (4.9)$$

$$\tau_{K\check{s}} = \frac{2097,937}{143,139}$$

$$\tau_{K\check{s}} = 14,657 \text{ MPa}$$

Kontrola dle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{d\check{s}}^2 + 4 \cdot \tau_{K\check{s}}^2} \leq \sigma_{D\check{s}} \quad (4.10)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{25,151^2 + 4 \cdot 14,657^2}$$

$$\sigma_{red} = 38,625 \text{ MPa} \leq 66,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Přitom dovolené napětí šroubu se vypočte ze vztahu:

$$\sigma_{D\delta} = \frac{R_e}{k_{s\delta}} \quad [MPa] \quad (4.11)$$

$$\sigma_{D\delta} = \frac{200}{3}$$

$$\sigma_{D\delta} = 66,67 \text{ MPa}$$

Kde: $k_{s\delta} = 3$ je mnou zvolená bezpečnost šroubu

4.1.6 Účinnost napínacího šroubu

Tato účinnost je závislá na tření, které je vyvinuto mezi závity matice a šroubu. Dále také závisí na velikosti stoupání závitu, se kterým roste i účinnost.

Účinnost při napínání pásu:

$$\eta_{srn} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma' + \varphi')} \quad [\%] \quad (4.12)$$

$$\eta_{srn} = \frac{\operatorname{tg}(5,196^\circ)}{\operatorname{tg}(5,196^\circ + 8,827^\circ)}$$

$$\eta_{srn} = 0,3641 \Rightarrow 36,41 \%$$

Účinnost při povolování pásu:

$$\eta_{srp} = \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \gamma')}{\operatorname{tg} \varphi'} \quad [\%] \quad (4.13)$$

$$\eta_{srp} = \frac{\operatorname{tg}(8,827^\circ - 5,196^\circ)}{\operatorname{tg}(8,827^\circ)}$$

$$\eta_{srp} = 0,4086 \Rightarrow 40,86 \%$$

4.2 Dimenzování matice

Materiál matice respektive napínací konzole volím stejný jako materiál šroubu, tj. 11 320.0. Zjednodušeně předpokládám, že zatěžující síla F_Q je rovnoměrně rozdělena ve všech závitech matice, potom plyne ze vztahu pro kontrolu tlaku na závitech matice minimální počet závitů z .

Nosná hloubka závitů H_1 :

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad [mm] \quad (4.14)$$

$$H_1 = \frac{12 - 9}{2}$$

$$H_1 = 1,5 \text{ mm}$$

Potřebný počet závitů:

$$z \geq \frac{F_Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad [-] \quad (4.15)$$

$$z \geq \frac{1600}{\pi \cdot 10,5 \cdot 1,5 \cdot 20}$$

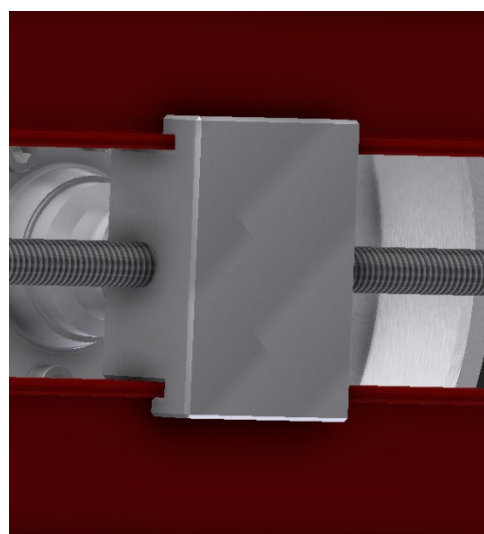
$$z \geq 1,617 \quad \Rightarrow z = 16$$

Kde: $p_D = 20 \text{ MPa}$ je dovolený tlak z [5], zohledňující skutečné rozložení tlaku v závitech.

Z konstrukčního řešení napínací konzoly (matice pro šroub) jsem zvolil 16 závitů.

Tabulka 7: Parametry matice

	Značka	Hodnota	Jednotka
Dovolенý tlak v závitech	p_D	20	[MPa]
Zatěžující síla	F_Q	1600	[N]
Střední průměr	$D_2=d_2$	10,5	[mm]
Malý průměr závitů	D_1	9	[mm]
Velký průměr závitů šroubu	d	12	[mm]



Obr. 17: Napínací konzola

4.3 Návrh ložiska

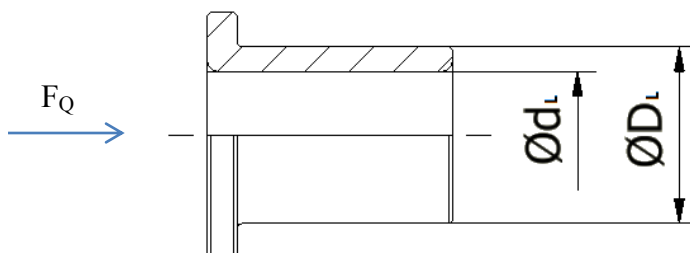
Ložisko pod napínací šroub volím prstencové samomazné z litého bronzu. Toto ložisko bude namáháno výhradně staticky. Proto provedu pouze statickou kontrolu na dovolený tlak.

Tlak působící od šroubu na ložisko:

$$p_{sl} = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot (D_L - d_L)^2}{4}} \quad [MPa] \quad (4.16)$$

$$p_{sl} = \frac{1600}{\frac{\pi \cdot (27 - 14)^2}{4}}$$

$$p_{sl} = 12,054 \text{ MPa}$$



Obr. 18: Přenos síly na kluzné ložisko

$$p_{sl} \leq p_d \quad [MPa] \quad (4.17)$$

$$11,301 \leq 40 \text{ MPa} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

Kde: $p_d = 40 \text{ MPa}$ je dovolená pevnost v tlaku ložiska z [12]

4.4 Dimenzování páky

Tato páka bude použita pro otáčení napínacího šroubu, který zajistí dostatečné napnutí dopravního pásu.

4.4.1 Třecí moment mezi ložiskem a šroubem

$$M_{TO} = F_Q \cdot f_L \cdot \frac{(D_L + d_L)}{2} \quad [N \cdot mm] \quad (4.18)$$

$$M_{TO} = 1600 \cdot 0,2 \cdot \frac{(27 + 14)}{2}$$

$$M_{TO} = 6560 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde: $f_L = 0,2$ je součinitel tření materiálů kov-bronz z [12]

$F_R = 200 \text{ N}$ je odhadovaná síla lidské paže

4.4.2 Délka páky

$$L_P = \frac{M_{TO} + M_{TZ}}{F_R} \quad [\text{mm}] \quad (4.19)$$

$$L_P = \frac{6560 + 2097,937}{200}$$

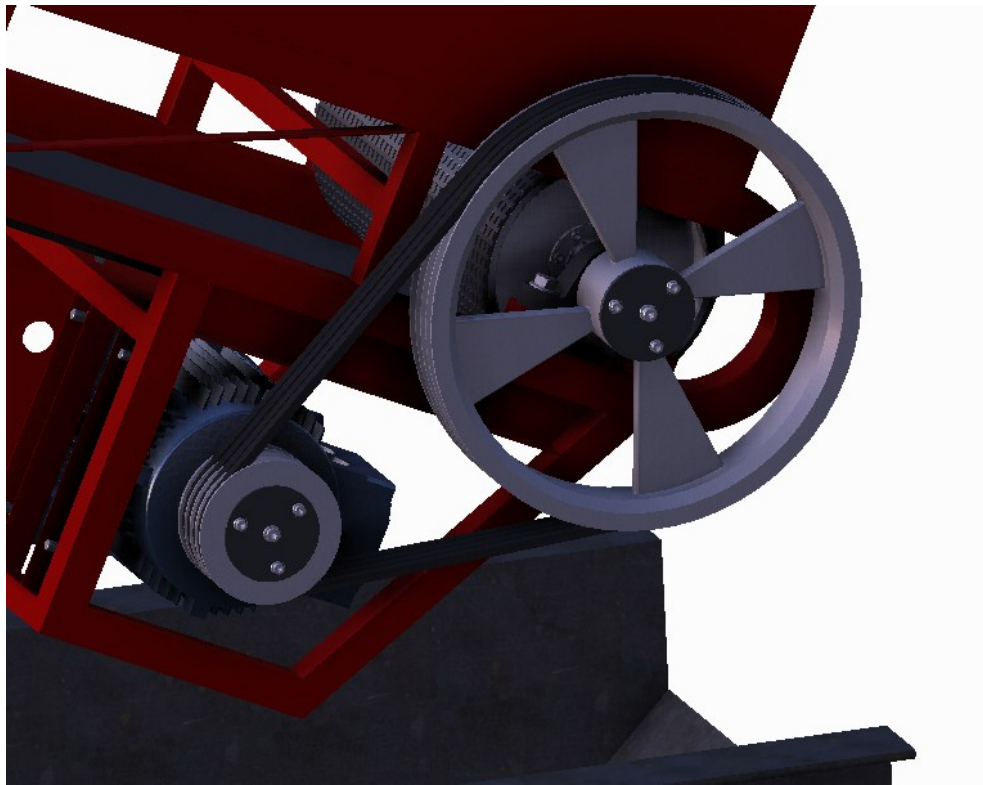
$L_P = 43,289 \text{ mm} \Rightarrow$ z ergonomického hlediska pro lepší uchycení páky

Volím délku páky $L_P = 250 \text{ mm}$

5 Návrh řemenového převodu

Pro pohon pásového dopravníku jsem zvolil řemenový převod. Ten má oproti převodovce ty výhody, že je levnější a lehčí. Tím pádem tak nezatěžuje nosnou konstrukci.

Prvním krokem bylo určení patřičného typu řemene z [6]. Z grafu pro dané otáčky a výkon motoru byl zvolen řemen typu A.



Obr. 19: Řemenový převod

5.1 Návrh průměru malé řemenice

Určení normalizovaného průměru malé řemenice:

$$D_{1MIN} \leq D_1 \leq D_{1MAX} \quad [mm] \quad (5.1)$$

$$90 \leq D_1 \leq 397,887 \Rightarrow \text{volím } D_1 = 125 \text{ mm}$$

Kde: $D_{1MIN} = 90 \text{ mm}$ je minimální průměr malé řemenice z [6]

Maximální průměr malé řemenice se určí následovně:

$$D_{1MAX} = \frac{60000 \cdot v_{1MAX}}{\pi \cdot n_M} \quad [mm] \quad (5.2)$$

$$D_{1MAX} = \frac{60000 \cdot 30}{\pi \cdot 1440}$$

$$D_{1MAX} = 397,887 \text{ mm}$$

Kde: $v_{1MAX} = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je maximální obvodová rychlost pro řemen typu REKORD

5.2 Průměr velké řemenice

$$D_2 = D_1 \cdot i_p \quad [mm] \quad (5.3)$$

$$D_2 = 125 \cdot 3,242$$

$$D_2 = 405,250 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím normalizovaný průměr řemenice } D_{R2} = 400 \text{ mm}$$

5.3 Skutečný převodový poměr

$$i - \frac{\Delta i}{100} \cdot i \leq i_{SK} \leq i + \frac{\Delta i}{100} \cdot i \quad [-] \quad (5.4)$$

$$3,200 - \frac{5}{100} \cdot 3,200 \leq 3,232 \leq 3,200 + \frac{5}{100} \cdot 3,200$$

$$3,136 \leq 3,232 \leq 3,264 \Rightarrow \text{vypočtený převodový poměr je v toleranci}$$

Kde teoretický převodový poměr se určí ze vztahu:

$$i = \frac{D_2}{D_1} \quad [-] \quad (5.5)$$

$$i = \frac{400}{125}$$

$$i = 3,2 \quad [-]$$

Skutečný převodový poměr zohledňující provozní skluz:

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} \quad [-] \quad (5.6)$$

$$i_{SK} = \frac{400}{125 \cdot (1-0,01)}$$

$$i_{SK} = 3,232$$

Kde: $s = 0,01$ je velikost pružného skluзу pro řemen typu REKORD

5.3.1 Skutečná obvodová rychlost na řemenici D_1

Výsledná obvodová rychlost pro normalizovanou řemenici se vypočte:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.7)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 1440}{60}$$

$$v_1 = 9,425 \text{ } m \cdot s^{-1}$$

5.4 Návrh osové vzdálenosti

V této podkapitole určím předběžnou osovou vzdálenost řemenic.

5.4.1 Minimální osová vzdálenost

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) \quad [mm] \quad (5.8)$$

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (400 - 125)$$

$$A_{MIN} = 194,454 \text{ } mm$$

5.4.2 Maximální osová vzdálenost

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_2 + D_1) \quad [mm] \quad (5.9)$$

$$A_{MAX} = 2 \cdot (400 + 125)$$

$$A_{MAX} = 1050 \text{ mm}$$

5.4.3 Zvolená předběžná osová vzdálenost

$$A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX} \quad [mm] \quad (5.10)$$

$$194,454 \leq 360 \leq 1050 \text{ mm}$$

5.5 Výpočet délky řemene

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad [mm] \quad (5.11)$$

$$L_p' = 2 \cdot 380 \cdot \sin \frac{137,573}{2} + \pi \cdot 125 \cdot \frac{137,573}{360} + \pi \cdot 400 \cdot \frac{222,428}{360}$$

$$L_p' = 1642,565 \Rightarrow \text{volím nejbližší normalizovanou délku } L_p = 1600 \text{ mm}$$

Označení řemene je následující: **ŘEMEN A – 1600 ČSN 02 3110**

5.5.1 Úhel opásání malé řemenice

$$\cos \frac{\alpha_1}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad [^\circ] \quad (5.12)$$

$$\alpha_1 = 2 \cdot \arccos \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A}$$

$$\alpha_1 = 2 \cdot \arccos \frac{400 - 125}{2 \cdot 380}$$

$$\alpha_1 = 137,573^\circ$$

5.5.2 Úhel opásání hnané řemenice

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad [^\circ] \quad (5.13)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot 21,214$$

$$\delta = 222,428^\circ$$

Pomocný úhel γ_R se vypočte ze vztahu:

$$\gamma_R = 90 - \frac{\alpha_1}{2} \quad [^\circ] \quad (5.14)$$

$$\gamma_R = 90 - \frac{137,573}{2}$$

$$\gamma_R = 21,214^\circ$$

5.6 Skutečná osová vzdálenost

Ve výpočtu skutečné osové vzdálenosti se uvažuje přírůstek 4% délky zvoleného normalizovaného řemene z důvodu jeho napnutí.

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}} \quad [mm] \quad (5.15)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 1600 - \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 400) - \frac{\pi \cdot 21,214}{180} \cdot (400 - 125)}{2 \cdot \sin \frac{137,573}{2}}$$

$$A_{SK} = 395,559 \text{ mm}$$

5.7 Určení potřebného počtu řemenů

$$K = \frac{P_M}{N_p \cdot C_K} \quad [ks] \quad (5.16)$$

$$K = \frac{4}{1,295 \cdot 0,90}$$

$$K = 3,432 \Rightarrow 4 \text{ ks}$$

Kde: $C_K = 0,9$ je součinitel počtu řemenů v převodu

5.7.1 Výkon přenášený jedním řemenem

Jedná se o skutečný výkon, který přeneseme jeden řemen v provozních podmínkách

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad [KW] \quad (5.17)$$

$$N_p = 2,19 \cdot \frac{0,89 \cdot 0,93}{1,4}$$

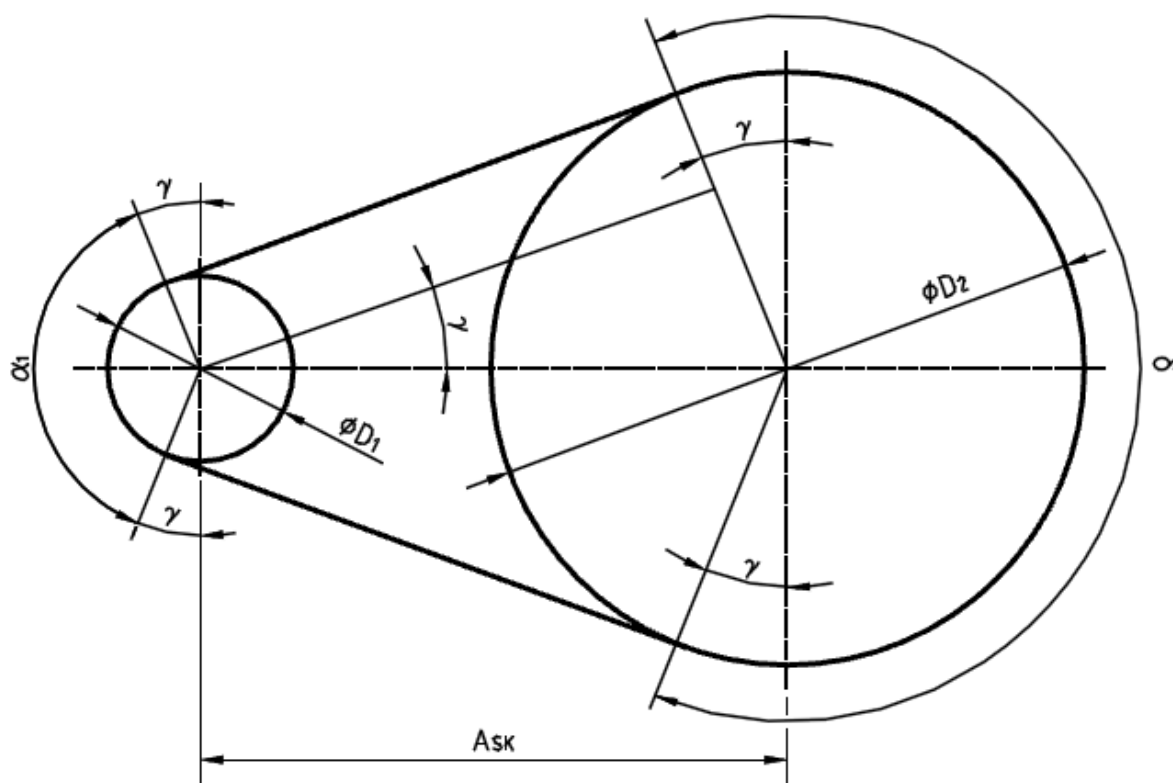
$$N_p = 1,295 \text{ KW}$$

Kde: $N_o = 2,19 \text{ KW}$ je jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem z [6]

$C_L = 0,93$ je součinitel vlivu délky řemene z [6]

$C_\alpha = 0,89$ je součinitel úhlu opásání řemenem z [6]

$C_p = 1,4$ je součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu z [6]



Obr. 20: Schéma řemenového převodu

Tabulka 8: Shrnutí parametrů řemenového převodu

	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr velké řemenice	D_2	400	[mm]
Průměr malé řemenice	D_1	125	[mm]
Skutečná osová vzdálenost	A_{SK}	395,559	[mm]
Úhel opásání malé řemenice	α_1	137,573	[°]
Úhel opásání velké řemenice	δ	222,428	[°]
Výpočtový úhel	γ_R	21,214	[°]

5.8 Předpětí řemene

Předpětí řemene je podmínkou pro bezporuchový chod řemenového převodu. Při špatném určení předpětí mohou nastat dvě nežádoucí situace, a to:

- Nedostatečné předpětí – řemen prokluzuje a nepřenáší plný výkon.
- Příliš velké předpětí – nadměrné namáhání hřídelí a ložisek.

5.8.1 Potřebné přepětí řemene

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\alpha}} - 1} \quad [N] \quad (5.20)$$

$$F_0 = 1,5 \cdot \frac{424}{2} \cdot \frac{e^{1,4982,401} + 1}{e^{1,4982,401} - 1}$$

$$F_0 = 335,927 \text{ N}$$

Kde: $k = 1,5$ je bezpečnost zohledňující neproklouznutí řemene

e = Eulerova konstanta

Úhel opásání hnací řemenice v obloukové míře je dána vztahem:

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \quad [rad] \quad (5.21)$$

$$\hat{\alpha} = \frac{137,573 \cdot \pi}{180}$$

$$\hat{\alpha} = 2,401 \text{ rad}$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha'}{2}} \quad [-] \quad (5.22)$$

$$f_K = \frac{0,463}{\sin \frac{36}{2}}$$

$$f_K = 1,498$$

Kde: $\alpha' = 36^\circ$ je úhel drážky pro zvolený průměr řemenice

Součinitel vláknového tření v závislosti na obvodové rychlosti:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad [-] \quad (5.23)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 9,425$$

$$f = 0,463$$

Kde: $f_0 = 0,35$ je součinitel suchého smykového tření pro nezaběhnutý řemen

Přenášená obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_M}{D_1} \quad [N] \quad (5.24)$$

$$F = \frac{2 \cdot 26,5}{0,125}$$

$$F = 424 \text{ N}$$

Kde: $M_M = 26,5 \text{ N}\cdot\text{m}$ je daný jmenovitý moment zvoleného motoru

5.8.2 Rozsah osové vzdálenosti

Nejdříve určíme minimální osovou vzdálenost, která je použita pro nasazení řemene:

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P \quad [mm] \quad (5.25)$$

$$A_{MIN} = 395,559 - 0,015 \cdot 1600$$

$$A_{MIN} = 371,559 \text{ mm}$$

Maximální osová vzdálenost pro napínání řemene v provozu:

$$A_{MAX} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_P \quad [mm] \quad (5.26)$$

$$A_{MAX} = 395,559 + 0,030 \cdot 1600$$

$$A_{MAX} = 443,559 \text{ mm}$$

5.9 Návrh malé řemenice

Všechny rozměry řemenice jsou normalizovány dle [6]. Z důvodů úspory hmotnosti a tím odlehčení namáhání na hřídelích motoru a bubnu, bude hnací řemenice ze slitiny hliníku 42 4357.

5.9.1 Šířka řemenice

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f_l \quad [mm] \quad (5.27)$$

$$M = (4 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10$$

$$M = 65 \text{ mm}$$

Kde: $f_l = 10 \text{ mm}$ je vzdálenost mezi nejbližší čelní stranou a krajní osou drážky řemenice.

$e = 15 \text{ mm}$ je rozteč drážek řemenů



Obr. 21: Model hnací řemenice

Průměr vrtání řemenice

$$d_f \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad [mm] \quad (5.28)$$

$$d_f \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot (26,5 \cdot 10^3)}{\pi \cdot 20}}$$

$$d_f \geq 18,897 \text{ mm} \Rightarrow d = 28 \text{ mm}$$

Průměr vrtání hnací řemenice volím s ohledem na průměr hřídele motoru.

Kde: $\tau_{DK} = 20 \text{ MPa}$ je dovolené namáhání v krutu

5.9.2 Návrh drážky pro pero

Z velikosti drážky pro pero, která je dána výrobcem, určím délku pera l' .

Délka pera:

$$l' = l - b \quad [\text{mm}] \quad (5.29)$$

$$l' = 50 - 8$$

$$l' = 42 \text{ mm}$$

Kde: $l = 50 \text{ mm}$ je délka drážky pro pero v hřídeli motoru

Kontrola pera na otláčení:

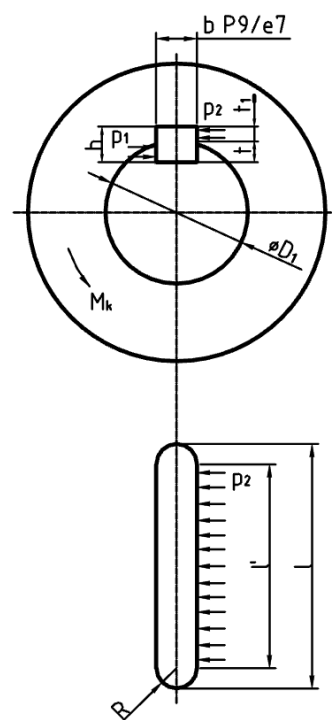
$$p_2 \leq p_{D2} \quad [\text{MPa}] \quad (5.30)$$

$$\frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2}$$

$$\frac{1715,211}{42 \cdot 3,3} \leq p_{D2}$$

$12,375 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \Rightarrow$ podmínka splněna, délka pera je dostačující pro přenos daného krouticího momentu.

Kde: $p_{D2} = 40 \text{ MPa}$ je dovolený tlak pro řemenici ze slitiny hliníku



Obr. 22: Uložení pera

Volím normalizované pero s označením: **PERO 8h9x7x50 ČSN 02 2562**

Síla působící na boční část pera v řemenici:

$$F_2 = \frac{M_M}{\frac{d_{\tilde{r}}}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad [N] \quad (5.31)$$

$$F_2 = \frac{26,5 \cdot 10^3}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}}$$

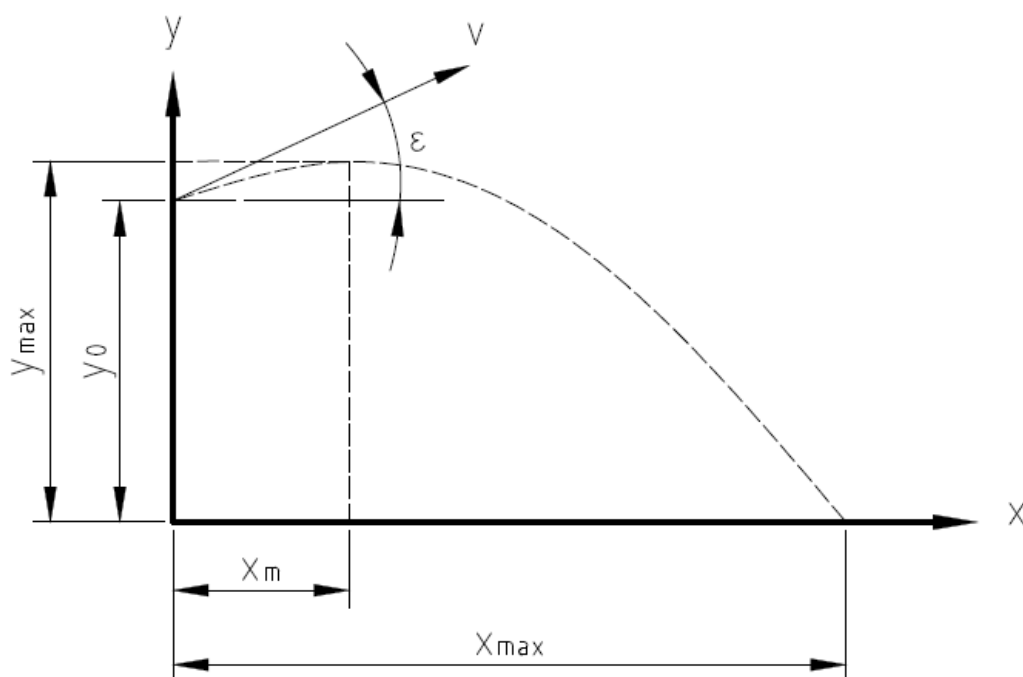
$$F_2 = 1715,211 \text{ N}$$

Kde: $t_1 = 2,9 \text{ mm}$ je výška pera v řemenici

Tabulka 9: Souhrn použitých hodnot

	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka pera	l	50	[mm]
Funkční délka pera	l'	42	[mm]
Výška pera	h	7	[mm]
Šířka pera	b	8	[mm]
Krouticí moment motoru	M_M	26,5	[N·m]

6 Určení trajektorie vrhu materiálu



Obr. 23: Schéma vrhu materiálu

Kde: $y_0 = 1,812 \text{ m}$ je počáteční výška vrhu materiálu daná konstrukčním řešením

6.1 Výška vrhu

Nejdřív rozdělím rychlost vrhu na dvě samostatné složky ve směru x a y .

Rychlost ve směru y :

$$v_y = v \cdot \sin \varepsilon \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.1)$$

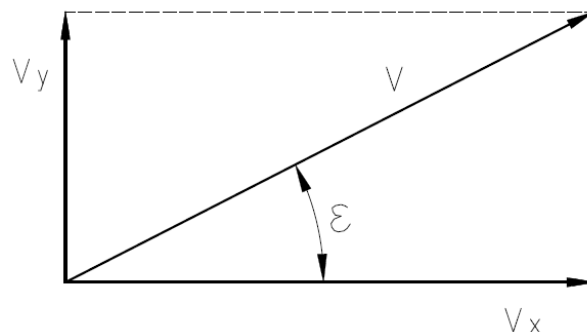
$$v_y = 5 \cdot \sin 25^\circ$$

$$v_y = 2,113 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost ve směru x :

$$v_x = v \cdot \cos \varepsilon \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.2)$$

$$v_x = 5 \cdot \cos 25^\circ$$



Obr. 24 Rozložení rychlosti

$$v_x = 4,532 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

6.1.1 Doba, ve kterou dosáhne těleso (zrno písku) maximální výšky

$$t_y = \frac{v \cdot \sin \varepsilon}{g} \quad [\text{s}] \quad (6.3)$$

$$t_y = \frac{5 \cdot \sin 25^\circ}{9,81}$$

$$t_y = 0,215 \text{ s}$$

6.1.2 Vzdálenost, ve které dosáhne těleso maximální výšky

$$x_m = v \cdot \cos \varepsilon \cdot t_y + x_0 \quad [\text{m}] \quad (6.4)$$

$$x_m = 5 \cdot \cos 25^\circ \cdot 0,215 + 0$$

$$x_m = 0,974 \text{ m}$$

6.1.3 Maximální výška vrhu

Maximální výška vrhané zakládky nesmí dosáhnout hodnoty výšky stropu, která činí 2,3 m.

$$y_{\max} = v \cdot t \cdot \sin \varepsilon - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_y^2 + y_0 \quad [\text{m}] \quad (6.5)$$

$$y_{\max} = 5 \cdot 0,215 \cdot \sin 25^\circ - \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,215^2 + 1,812$$

$$y_{\max} = 2,039 \text{ m} \Rightarrow \text{výška vrhu je nižší, než výška stropu, čili podmínka je splněna}$$

6.2 Délka dráhy letu

Tato délka letu je směrodatná pro určení vzdálenosti, v jaké bude umístěna vrhací stanice od čelby.

6.2.1 Čas letu

Celková doba, za kterou materiál dopadne na počvu je dána kvadratickou rovnicí:

$$y = y_0 + v_y \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad [m] \quad (6.6)$$

Tvar kvadratické rovnice při dosazení ypsilonové souřadnice, která bude v době dopadu na počvu rovna nule:

$$0 = 1,812 + 2,113 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot t^2$$

$$0 = 4,905 \cdot t^2 - 2,113 \cdot t - 1,812$$

Pomocí diskriminantu určím čas dopadu:

$$t_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad [s] \quad (6.7)$$

$$t_{1,2} = \frac{-(-2,113) \pm \sqrt{(-2,113)^2 - 4 \cdot 4,905 \cdot (-1,812)}}{2 \cdot 4,905}$$

$$t_1 = 0,86 \text{ s} \Rightarrow \text{opravdový čas letu, dále jen } t$$

$$t_2 = -0,43 \text{ s} \Rightarrow \text{tato hodnota času je nereálná}$$

6.2.2 Konečná dopadová vzdálenost

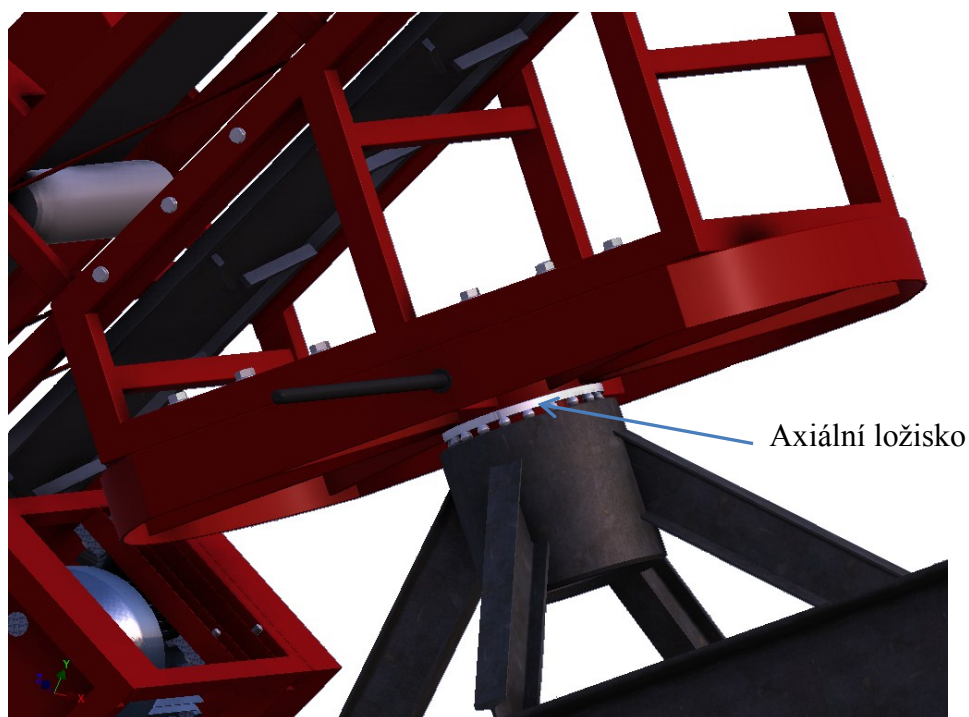
$$x_{\max} = v_x \cdot t \quad [m] \quad (6.8)$$

$$x_{\max} = 4,532 \cdot 0,86$$

$$x_{\max} = 3,898 \text{ [m]}$$

Tvar, výška a vzdálenost trajektorie letu, spolu s rozměry zakládané chodnice jsou uvedeny v příloze B.

7 Návrh ložiska otočného mechanismu vrhacího stroje



Obr. 25: Otočný mechanismus

Vzhledem ke kyvnému pohybu vrchní části stroje a to v rozmezí 15° , uvažuji statické zatížení ložiska. Proto provedu kontrolu pouze pro maximální axiální zatížení daného ložiska, které je dáno hmotností součástí, nesené ložiskem.

Ložisko je ukryto ve víku, které přenáší veškerou hmotnost součástí na dané ložisko. Z důvodů ilustrace uložení ložiska jsem toto víko zneviditelnil.

Volím kuličkové axiální ložisko kuličkové od firmy SKF z [11].

Označení ložiska: **SKF 51132M**

7.1 Kontrola ložiska

Podmínka bezpečnosti ložiska je dána vztahem:

$$S_0 \geq 1 \quad [-] \quad (7.1)$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad [-] \quad (7.2)$$

$$S_0 = \frac{465 \cdot 10^3}{4 \cdot 10^3}$$

$$S_0 = 116,25 \geq 1 \Rightarrow \text{ložisko bezpečnostně vyhovuje}$$

Kde: $C_0 = 465 \text{ KN}$ je statická únosnost zvoleného ložiska

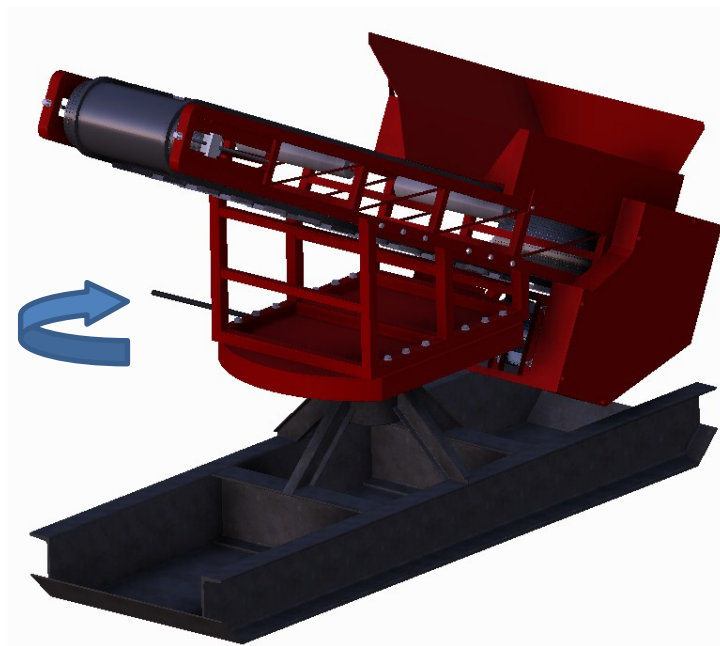
$P_0 = 4 \text{ KN}$ je ekvivalentní statické zatížení dané hmotností nesených součástí. Tato hmotnost byla změřena programem AUTODESK INVENTOR.

Tabulka 10: Parametry axiálního ložiska

	Značka	Hodnota	Jednotka
Malý průměr	d_{AL}	160	[mm]
Velký průměr	D_{AL}	200	[mm]
Hmotnost	m_{AL}	2,32	[kg]
Výška	H_{AL}	31	[mm]
Statická únosnost	C_0	465	[KN]

8 Výsledný model navrženého vrhacího stroje

Rám rychloběžného pásu je nasazen na otočném segmentu, který umožní jeho natáčení a tím pádem zakládání po celé šířce profilu chodnice. Nosným prvkem otočného segmentu je svařovaná konstrukce z I a U profilů.



Obr. 26: model vrhacího stroje ze strany stěny



Obr. 27: model vrhacího stroje ze strany obsluhy

9 Závěr

V mé diplomové práci jsem řešil konstrukční návrh vrhacího stroje pro zakládání vyrubaných prostor na dole Mír, Mikulčice. V první části jsem navrhl pás pro parametry zakládkového materiálu dané zadavatelem. Při výpočtu pásu jsem se řídil normou ČSN ISO 5048. Dle vypočtených silových poměrů na páse jsem zvolil motor značky Siemens o výkonu 4 *KW* a k tomu příslušný frekvenční měnič.

Pro zajištění dostatečného napnutí pásu jsem navrhl a pevnostně zkontroloval napínací zařízení pomocí šroubu a matice. Tato matice je posuvně uložena v rámu dopravníku a jejím středem je veden šroub konající rotující pohyb. Síla vyvozená na páse pro otočení šroubu a tím napnutí pásu nepřesahuje 200 *N*, tudíž je manipulace s napínacím mechanismem snadná pro kteroukoliv osobu obsluhující toto zařízení.

Dále jsem navrhl pro přenos krouticího momentu z motoru na pás klínový převod. Tento typ převodu je levnější a lehčí než alternativní možnost přenosu pomocí převodovky a spojky. Pro daný výkon a otáčky, které vyvine zvolený motor, jsem dle strojírenských tabulek použil řemen průřezu A, typu REKORD. Celkově jsou zapotřebí čtyři tyto řemeny o délce 1600 *mm* každého z nich. V poslední podkapitole týkající se výpočtu řemenového převodu, jsem pevnostně zkontroloval pero, které zajišťuje převod krouticího momentu z hřídele motoru na hnací řemenici.

Pro danou rychlost pásu jsem vyřešil trajektorii letu zakládkového materiálu. Jediným omezením při výpočtu bylo, aby materiál nedosáhl výšky stropu, která činí 2,30 *m* a jeho minimální vzdálenost letu byla 3 *m*. Obě tyto podmínky byly splněny.

Nakonec jsem řešil otáčení vrchní části vrhacího stroje. K otáčení bude sloužit axiální kuličkové ložisko firmy SKF, které bude uloženo v pevném rámu nosiče. Vzhledem ke kyvnému pohybu vrhače v rozmezí 20°, které zajistí pokrytí zasypání celé šířky chodby, bylo toto ložisko zkontrolováno pouze staticky a vyhovělo.

10 Seznam použité literatury

- [1] ČSN ISO 5048 - *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha 1994.
- [2] Polák, J.; Pavliska J.; Bailotti, K.; Hrabovský L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1.vydání. Ostrava: VŠB-TU. 2003. ISBN 80-248-0493-X
- [3] Fries, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. 1. Vydání. Ostrava: VŠB-TU. 2009. ISBN 978-80-248-2080-4
- [4] Kaláb, K.: *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. Vysokoškolská příručka. Ostrava :VŠB-TU. 2004
- [5] Kaláb, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku*. Vysokoškolská příručka. Ostrava :VŠB-TU. 2009
- [6] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*, Albra, Praha, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [7] Bahr, J.: *Pásové dopravníky v hornictví*. Státní nakladatelství technické literatury Praha: 1962.
- [8] Šiška, L.: *Zakládání vyrubaných důlních prostorů*. Státní nakladatelství technické literatury Praha: 1972
- [9] JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze.
- [10] JEŘÁBEK, K.; HELEBRANT, F.; JURMAN, J.; VOŠTOVÁ, V.: *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s.r.o., 1996.
- [11] Katalog ložisek SKF. Dostupné z: <<http://www.skf.com/>> [cit. 2012–04–11]
- [12] Katalog kluzných ložisek. Dostupné z: <<http://www.loziska.com/>> [cit. 2012–04–11]
- [13] Katalog elektromotorů Siemens z: < <http://www.elektromotory.net/>> [cit. 2012–04–05]

- [14] Katalog frekvenčních měničů z: < <http://www.elektromotory-prevodovky.cz/>> [cit. 2012–05–05]
- [15] Zakládací dopravníky LMZ. Dostupné z: <<http://www.lmzuniversal.com/>> [cit. 2012–05–02]
- [16] Speciální dopravní pásy firmy DvB-AF, s.r.o. Dostupné z: < <http://www.flexco.cz/>> [cit. 2012–05–02]
- [17] Bubny a válečky pásových dopravníků od firmy GTK, spol s.r.o. Dostupné z: < <http://www.gktupesy.cz/>> [cit. 2012–05–02]
- [18] Hornická příručka <<http://www.hornictvi.info/>> [cit. 2012–04–04]
- [19] Interní dokumenty firmy UVR Mníšek pod Brdy a.s.

11 Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

- A Sestava vrhací stanice: DP-PES-00
- B Umístění vrhací stanice: DP-PES-01
- C Seznam položek: DP-PES-35

Seznam tabulek

Tabulka 1: parametry dopravního pásu	23
Tabulka 2: Parametry válečku	24
Tabulka 3: Parametry bubnu	27
Tabulka 4: Parametry motoru	29
Tabulka 5: Parametry frekvenčního měniče	30
Tabulka 6: Parametry závitu šroubu	35
Tabulka 7: Parametry matice	39
Tabulka 8: Shrnutí parametrů řemenového převodu	48
Tabulka 9: Souhrn použitých hodnot	53
Tabulka 10: Parametry axiálního ložiska	58

Seznam použitých obrázků

Obr. 1: Důl Mír, Mikulčice	11
Obr. 2: Zakládací vrhací stroj [18].....	12
Obr. 3: Zafoukávací zařízení firmy LMZ [15]	13
Obr. 4: Zakládkový materiál	15
Obr. 5: Tažná lokomotiva LZH 50.2	16
Obr. 6: Závěsné kontejnery pro dopravu zakládkového materiálu	16
Obr. 7: Závěsná drážka ZD-24	17
Obr. 8: Projev nespojitých poklesů	19
Obr. 9: Projev spojitých poklesů.....	19
Obr. 10: schéma jednoválečkové stolice.....	21
Obr. 11: Schéma profilu pásu [16].....	23
Obr. 12: Základní rozměry válečku	24
Obr. 13: Model hnacího bubnu	27
Obr. 14: Elektromotor [13]	28
Obr. 15: Frekvenční měnič [14].....	30
Obr. 16: Napínací šrouby v přední části dopravníku	34
Obr. 17: Napínací konzola	39
Obr. 18: Přenos síly na kluzné ložisko	40
Obr. 19: Řemenový převod.....	42
Obr. 20: Schéma řemenového převodu.....	48
Obr. 21: Model hnací řemenice	51
Obr. 22: Uložení pera.....	52
Obr. 23: Schéma vrhu materiálu	54
Obr. 24 Rozložení rychlosti	54

Obr. 25: Otočný mechanismus.....	57
Obr. 26: model vrhacího stroje ze strany stěny	59
Obr. 27: model vrhacího stroje ze strany obsluhy	59

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Fries Jiří, Ph.D za účinnou odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce

V Ostravě dne 21.5.2012

.....
Petr